



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

PŘEHLED KONSTRUKCÍ TŘECÍHO VARIÁTORU

OVERVIEW OF CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Fryčar

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Šperka, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Michal Fryčar**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Šperka, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Přehled konstrukcí třecího variátoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Třecí variátor umožňuje plynulou změnu převodového poměru. Této změny je nejčastěji docíleno pomocí změny poloměru otáčení styku třecího kontaktu, který přenáší výkon. Z pohledu konstrukce, existuje několik řešení, které mají výhody a nevýhody. Tato práce se zabývá přehledem základních konstrukčních řešení a rozбором jejich rozdílů a vlastností.

Typ práce: rešeršně syntetická

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je zpracovat přehled konstrukcí třecího variátoru a porovnat jejich vlastnosti. Úkolem je popsat hlavní konstrukční problémy jednotlivých řešení.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- zpracovat úvod do teorie a výpočtů třecího kontaktu,
- zpracovat přehled koncepcí variátorů,
- rozebrat jejich výhody a nevýhody,
- popsat hlavní konstrukční problémy jednotlivých koncepcí.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukoncení/>

Seznam doporučené literatury:

HEWKO, L. O. Automotive traction drive CVTs-An overview. SAE Technical Paper, 1986.

MACHIDA, H. et al. Design principle of high power traction drive CVT. SAE transactions, 1995, 104: 1365-1375.

SRIVASTAVA, N. a I. HAQUE. A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control. Mechanism and machine theory, 2009, 44.1: 19-41.

MACHIDA, H. Technology of a traction drive CVT: Past, present and future. Tribology and Interface Engineering Series, 2005, 48: 3-13.

MACHIDA, H. a S. AIHARA. Paper x (i) State of the Art of the Traction Drive CVT Applied to Automobiles. Tribology Series, 1991, 18.C: 267-275.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Třecí variátory se v průmyslu využívají především pro jejich schopnost za chodu stroje plynule měnit převodový poměr otáček motoru k výstupnímu zařízení. V této práci bylo popsáno šest typů konstrukcí (užívajících řemen, řetěz, kouli nebo toroidní, kuželové a talířové kolo). Jejich vlastnosti byly následně srovnány na základě maximálního přeneseného výkonu a účinnosti přenosu. Výsledky výpočtů pomocí Hertzovy teorie ukazují, že pro přenos maximálního kroutícího momentu se nejlépe hodí konstrukce řemenové, řetězové a toroidní. Tyto výsledky jsou v souladu s dřívějšími studiemi této problematiky a mají sloužit jako podklad pro další výzkum v tomto odvětví.

KLÍČOVÁ SLOVA

Třecí variátor, CVT, převodový poměr, přehled variátorů, rešerše

ABSTRACT

Friction variators are used in many industries mainly for their ability to continuously change the engine-to-output gear ratio while machine is running. In this paper, six types of construction were described (using a belt, chain, ball or toroidal, conical and disc wheel). Their properties were then compared based on the maximum transmitted power and transmission efficiency. The results calculated using Hertz's theories shows, that belt, chain and toroidal constructions are transmitting the highest amount of maximum torque. These results are in accordance to earlier studies in this field and they are intended to serve as a source of information for further research on topic.

KEYWORDS

Friction variator, CVT, gear ratio, overview of variators, review

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FRYČAR, Michal. *Přehled konstrukcí třetího variátoru*. Brno, 2021, 44 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Šperka, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce za poskytnutí cenných rad a materiálů, za ochotu a v neposlední řadě i za trpělivost při vytváření této práce. Bez jeho odborného dozoru a vedení by tato práce byla realizována jen velmi obtížně.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Petra Šperky, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	11
2	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	12
2.1	Analýza problému	12
2.2	Cíl práce	12
3	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
3.1	Převody	13
3.2	Třecí variátory	14
3.2.1	Trakční olej	15
3.2.2	Řemenový variátor	15
3.2.3	Řetězový variátor	18
3.2.4	Toroidní variátor	19
3.2.5	Kulový variátor	21
3.2.6	Kuželový variátor	23
3.2.7	Deskový (talířový) variátor	25
3.3	Porovnání vybraných konstrukcí	26
3.3.1	Účinnost přenosu	26
3.3.2	Maximální kroutící moment	32
4	DISKUZE	36
5	ZÁVĚR	37
6	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	38
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	42
7.1	Příklady použitých fyzikálních veličin	42
8	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	44

1 ÚVOD

V minulém desetiletí začal být kladen důraz na snížení ekologického dopadu lidské činnosti na okolí. Jedním ze snáze ovlivnitelných faktorů majících dopad na přírodu je také efektivnější využívání energetických zdrojů. Průmysl se proto začal více zaměřovat na efektivitu běžně užívaných mechanických konstrukcí. Jedním z výstupů snah o snížení uhlíkové stopy byl také rychlý rozvoj konstrukcí variátorů.

Využívání variátorů skýtá hlavní výhodu schopností plynule regulovat otáčky motoru ve vztahu k výstupnímu zařízení. Další výhodou je také dovednost udržovat motor na nejvýhodnějším počtu otáček pro hladký chod stroje. Hladký průběh změn v otáčkách vede ke snížení měrné spotřeby energie pro provoz stroje a zvyšuje tak ekologický potenciál konstrukce.

Variátory se dělí na tři hlavní typy podle principu užívaného během změn otáček. Elektrický, hydraulický a mechanický. Tato práce se dále zabývala pouze mechanickými variátory, kterých se využívá nejčastěji. U tohoto typu variátorů dochází k přenosu točivého momentu pomocí tření. V práci jsou do podrobnosti rozebrány konstrukce třecích variátorů užívající řetěz, řemen, kouli nebo toroidní, kuželové či talířové kolo. Jejich vlastnosti byly dále vyhodnoceny pomocí výpočtů založených na Hertzově teorii elastických kontaktů a byly vzájemně porovnány.

Variátorů využívají v dnešní době například automobily, zemědělská technika, některé energii generující systémy, ale také například vrtačky nebo frézovací stroje.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2.1 Analýza problému

Existuje mnoho typů konstrukcí třecích variátorů. Zatím však nebyla vytvořena práce shrnující poznatky popisující tyto typy konstrukcí na úrovni dosti komplexní k jejich plnému porozumění. V této práci je nastíněn postup pro konkrétní početní řešení a jsou uvedena možná hlediska k porovnání jednotlivých konstrukcí. Práce poskytuje na danou problematiku nový pohled a má sloužit jako podklad pro tvorbu navazujících prací zabývajících se konkrétními problémy v oboru mechaniky třecích variátorů.

2.2 Cíl práce

Pro práci byly stanoveny čtyři hlavní cíle. Tím primárním bylo zpracování přehledu teoretických poznatků ohledně třecích variátorů a výpočtů s nimi souvisejícími. Na to navazoval cíl druhý – seznam možných konstrukcí. Třetím cílem bylo popsání geometrií a funkčních principů jednotlivých konstrukcí. Na závěr bylo provedeno srovnání těchto konstrukcí na základě předem stanovených kritérií.

3 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Převody

Převodové ústrojí slouží primárně ke změně převodu mezi hnacím strojem (např. motorem) a pracovním strojem, přičemž se v průběhu mění velikost krouticího momentu (dále označovaný jen jako moment) a otáček. Snahou převodového ústrojí je zaručit, aby měl motor v každém okamžiku svého chodu ideální otáčky vzhledem k provozním podmínkám hnaného stroje. Tím je zaručena vyšší životnost stroje, dosažení maximálního aktuálně možného výkonu, nižší nároky na množství dodávané energie, nižší energetické ztráty, a tudíž i vyšší celková účinnost stroje [1].

Převod je charakterizovaný převodovým poměrem i , který udává poměr mezi vstupními a výstupními parametry a nejčastěji se počítá na základě otáček podle vztahu [2]:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 \cdot r_2}{v_2 \cdot r_1} \quad (1)$$

kde n jsou otáčky, ω je úhlová rychlost, v je obvodová rychlost, r je kontaktní poloměr, index 1 značí vstupní stav a index 2 výstupní stav.

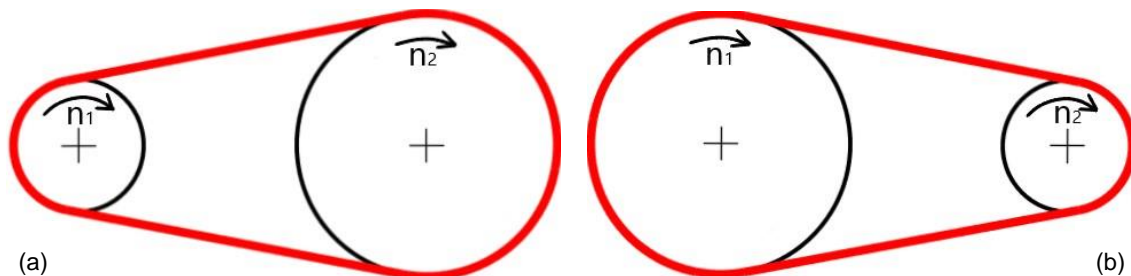
Obvodové rychlosti však musí být v ideálním převodu stejné, vztah lze tedy upravit na:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (2)$$

kde jednotlivé veličiny odpovídají veličinám v rovnici (1).

V závislosti na výsledku převodového poměru mohou nastat tři stavy [2]:

- $i > 1$... převod „do pomala“, převodovka má funkci tzv. reduktoru
- $i = 1$... beze změny převodu
- $i < 1$... převod „do rychla“, převodovka má funkci tzv. multiplikátoru



Obr. 1 Příklady zobrazení převodů (a) převod „do pomala“; (b) převod „do rychla“ (upraveno z [3])

3.2 Třecí variátory

Variátor je převodové zařízení typu CVT (Continuously Variable Transmission), neboli zařízení s plynule měnitelným převodovým poměrem, díky čemuž lze dosáhnout teoreticky nekonečného množství převodových stupňů v rámci rozmezí, které je dáno horním a dolním limitem daného typu variátoru. Dále je také zaručena plynulá změna otáček a momentu bez vedlejšího efektu záškubů a trhání, způsobených při nedokonalém přerazení u převodovek se stálým převodovým poměrem, kdy jednotlivé kombinace stupňů převodu mají předem daný převodový poměr. Plynulostí převodu je docíleno hladkého a méně hlučného chodu stroje, stejně jako i menšího opotřebení jeho jednotlivých komponent[1].

Důležitým parametrem pro popis zařízení je regulační rozsah R (také označován jako rozsah variátoru). Ten vyjadřuje poměr maximálního a minimálního dosažitelného převodového poměru a dá se také vyjádřit pomocí otáček na výstupní hřídeli [1]:

$$R = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{n_{2min}}{n_{2max}} \quad (3)$$

kde i_{min} je minimální a i_{max} maximální dosažitelný převodový poměr variátoru, n_{2max} jsou maximální a n_{2min} výstupní otáčky.

U třecích variátorů se konkrétní změna převodového poměru realizuje za stálého chodu stroje změnou kontaktního poloměru mezi rotujícími prvky na vstupní hřídeli od hnacího stroje a přenosovými elementy, které jsou charakteristické právě pro každý typ variátoru [2].

Nevýhodou třecích variátorů je, že často nejsou schopny dosáhnout takové účinnosti a přeneseného momentu jako převody s tvarovým stykem (např. ozubené soukolí) [1]. Další jejich nevýhodou, jakožto i všech třecích převodů, je kolísání převodového poměru vlivem prokluzu mezi přenosovými součástmi. V důsledku prokluzu dojde k nerovnosti obvodových rychlostí v na vstupní a výstupní části ($v_2 < v_1$), a tím i k rozdílu na výstupu mezi skutečnými otáčkami n_2' a teoretickými otáčkami n_2 ($n_2' < n_2$) [2].

Součinitel prokluzu ψ se vypočítá pomocí vztahu:

$$\psi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad (4)$$

kde v je obvodová rychlost, index 1 značí vstupní stav a index 2 výstupní stav.

Vzorec (2) lze tedy pro třecí převod upravit následovně [2]:

$$i' = \frac{n_1}{n_2'} = \frac{v_1 \cdot r_2}{v_2 \cdot r_1} = \frac{r_2}{r_1 \cdot (1 - \psi)} \quad (5)$$

kde jednotlivé veličiny odpovídají veličinám z (1) a (4)

3.2.1 Trakční olej

Aby došlo ke správnému a stabilnímu přenosu kroutícího momentu mezi prvky variátoru, je nutné zaručit dostatečnou tloušťku mazacího filmu v kontaktní oblasti. Film musí zajistit oddělení kontaktních ploch a také přenos momentu pomocí jeho smykových sil, a to i přes malé velikosti kontaktních ploch a jejich drsnost povrchu. Trakční olej tedy musí mít dostatečně vysoký trakční koeficient μ (jiný název pro součinitel tření, změna označení byla zavedena kvůli povaze úlohy maziva) [4]. Dále splnění této podmínky napomáhá fakt, že vlastností těchto maziv je zvýšení jejich viskozity (až o několik řádů) při působení vysokých kontaktních tlaků [5].

Trakční oleje se tedy využívají ve všech třecích kontaktech, kde je třeba zaručit na malé kontaktní ploše přenos vysokého momentu. Pokud mazací film nedokáže dostatečně oddělit kontaktní povrchy, dojde k opotřebení součástí nebo ke vzniku lokálního navýšení teploty [4]. Potřebná tloušťka mazacího filmu se dá odvodit z elastohydrodynamické mazací teorie (z anglického EHL theory) [6–8].

Důkladnějším výzkumem na toto téma za účelem lepšího porozumění nutným testovacím metodám a aplikačním teoriím se zabývá mnoho prací [9–12].

Přítomnost mazacího filmu má za následek i důležitou část ztrát v důsledku prokluzu [5]. Bližší vysvětlení je níže v kapitole 3.3.1.1.

3.2.2 Řemenový variátor

Spolu s řetězovým provedením se jedná o jeden z nejvíce využívaných typů variátoru a oba náleží do třídy nepřímých převodů, tedy přenos momentu je zprostředkován právě přes řemen nebo řetěz [1].

Tato varianta našla využití i u skútrů a v automobilovém průmyslu [13].

Celková účinnost varianty se pohybuje kolem 80-90 % [1].

3.2.2.1 Konstrukce

Řemenový variátor se skládá ze dvou párů protilehlých kuželových kol, jeden na vstupní hřídeli a druhý na výstupní hřídeli. Mezi těmito páry kol je vložený napnutý řemen, který je s koly v kontaktu přes svoje boční strany [14].



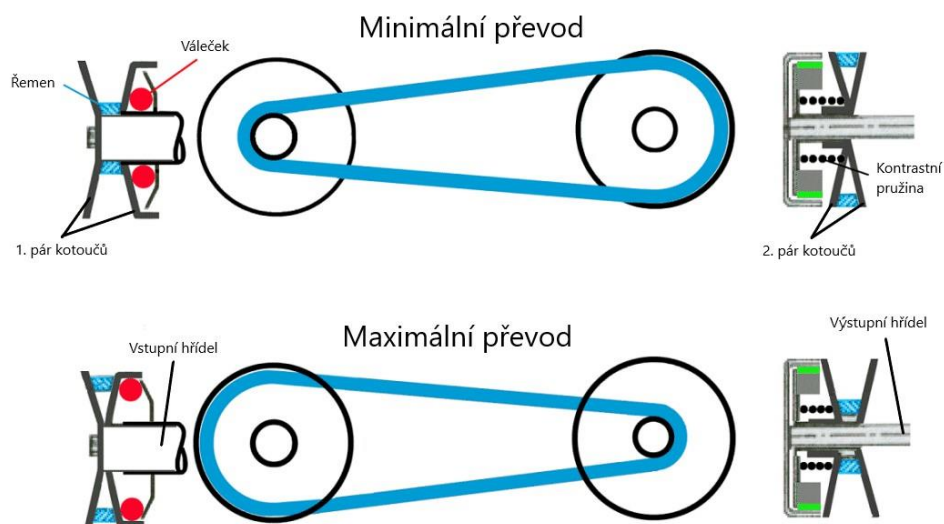
Obr. 2 Geometrie řemenového variátoru (upraveno z [15])

3.2.2.2 Princip změny převodu

Ke změně převodového poměru dochází vzájemným přibližováním a oddalováním kotoučů v páru, čímž se řemen přesune v radiálním směru, a tím se změní kontaktní poloměr mezi koly a řemenem [14].

Platí, že když se kotouče na jedné hřídeli přibližují, na druhé se naopak v tu samou chvíli oddalují. Jeden z kotoučů v páru je fixní, druhý se může axiálně posouvat [14]. Vzájemný pohyb mezi kotouči v páru je realizován obvykle pomocí válečků a kontrastní pružiny. Válečky, které jsou umístěny v části variátoru na vstupní hřídeli, se nachází při nízkých otáčkách motoru blízko osy otáčení kotoučů a při zvyšujících se otáčkách se díky působení odstředivých sil postupně valením vzdalují od osy otáčení směrem ke kraji kotouče. Odvalující se válečky postupně tlačí na kuželový kotouč, a ten se začíná pohybovat v axiálním směru blíž k protějšimu kotouči, čímž zároveň dojde k posunu řemene dál od osy. Mezitím v reakci na změny na vstupní hřídeli dochází i ke změnám na hřídeli výstupní. V rámci zachování jednotné celkové délky řemene se řemen začne vtlačovat mezi kotouče na výstupní hřídeli, ty se postupně od sebe oddalují a stlačují kontrastní pružinu. Stlačující se pružina zároveň působí na kotouč, a tedy i na řemen silou, která funguje jako přítlačná složka a snižuje tak prokluz řemene mezi kotouči. Tím dochází ke snižování převodového poměru variátoru [16].

Při snižování otáček se potom zmenšuje odstředivá síla působící na válečky a začne převládat přítlačná síla od kontrastní pružiny, čímž dojde k obrácení procesu přibližování a oddalování. Nyní se tedy kotouče na výstupní hřídeli přibližují a oddalují se ty na vstupní hřídeli. Tím tedy naopak dochází ke zvyšování převodového poměru stroje [16].



Obr. 3 Princip změny převodu řemenového variátoru (upraveno z [17])

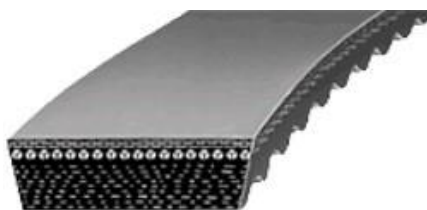
Dalšími možnostmi změny převodového poměru jsou například využití hydraulického systému, řešení pomocí regulačního šroubu a kontrastní pružiny nebo řešení pomocí pákových ramen na čepech řízených regulačním šroubem [13].

Rozsah převodového poměru této varianty je dán především maximálním průměrem vstupních a výstupních kol a také faktem, že řemen dokáže opsat jen limitovaný minimální průměr. Poté už se nedokáže dostatečně ohnout a nemusí tedy dosáhnout nejmenšího možného průměru kotoučů.

3.2.2.3 Konstrukce řemene

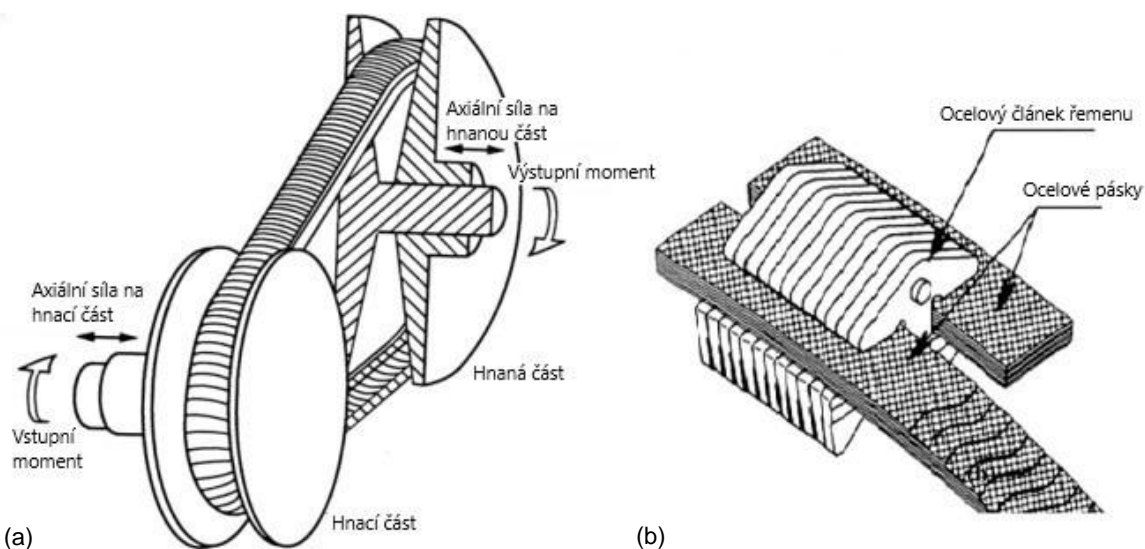
Kontaktní plocha u tohoto typu variátoru je díky těsnému kontaktu bočních stran řemenu s kotouči poměrně velká, a dochází tedy k dobrému rozložení tlaku po kontaktní ploše. Při dostatečné přitlačné síle na řemen je zaručen i dobrý přenos momentu [1].

Používaných typů řemenů je více. První možností je použít řemen namáhaný na tah, který je konstrukcí velmi podobný klínovému řemenu. Tyto řemeny mají často na vnitřní straně příčně vedené drážky, díky kterým se řemen stává ohebnějším a zvládá lépe pohyb po menších poloměrech na kotouči. Tím je zároveň dosaženo i většího možného převodového rozsahu variátoru. Základem tohoto řemene jsou ocelové kordy, tažené po celé délce řemenu, na kterém je shora i zdola vrstva pryže [1]. Přenos sil a momentů u tohoto řemenu je založen čistě na tření, a není zde tedy použit mazací film [14].



Obr. 4 Pryžový řemen variátoru [18]

Další možností je tlačný řemen, tvořený ocelovými destičkovými články, které jsou naskládány těsně za sebe po celé délce řemenu. Jednotlivé články se o sebe opírají, a tím mezi nimi vzniká namáhání na tlak. Každý člen má po bocích zářezy pro ocelové pásky, které jsou tvořeny z několika tenkých vrstev. Ty se táhnou po celé délce řemenu a určují tak jeho celkovou délku. Pásky mohou být i v gumovém provedení. Při demontáži lze pásky snadno vysunout z drážek a vyměnit případné opotřebované články [1]. U tohoto typu řemenu jsou kontaktní plochy již menší než u předchozího typu, a je tedy vhodné zde použít mazací film pro přenos momentů. Díky tomu se i výrazně sníží opotřebování součástí v kontaktu.



Obr. 5 Řemenový variátor s ocelovými články (a) základní konfigurace; (b) konstrukce řemenu (upraveno z [14])

3.2.3 Řetězový variátor

Řetězový variátor je druhým z velmi často využívaných typů variátoru.

Stejně jako řemenový, patří i řetězový typ do skupiny nepřímých převodů [2].

Účinnost řetězového variátoru dosahuje až 97 % [1].

3.2.3.1 Konstrukce

Konstrukce je téměř totožná s řemenovým typem. Hlavní rozdíl je v přenosovém řetězu, který je popsán níže [14].

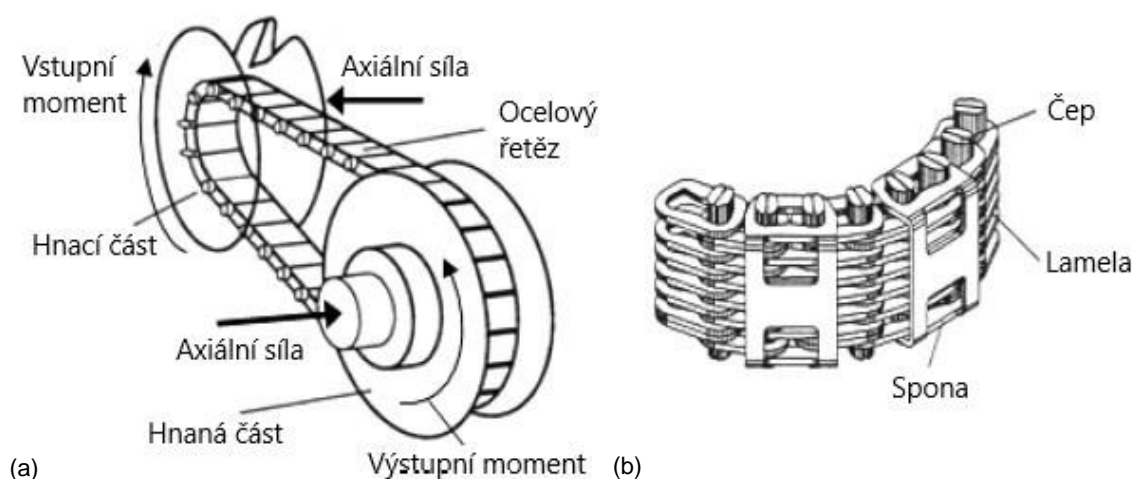
3.2.3.2 Princip změny převodu

Princip změny převodového poměru se také dá sjednotit s možnostmi z řemenového typu.

3.2.3.3 Konstrukce řetězu

Řetěz bývá ocelový, článkový, vyrobený z mnoha podélných krátkých lamel v několika řadách, spojených příčně přes čepy. Lamelové články, a tudíž i celý řetěz, jsou namáhány na tah [16]. Přenos výkonu a kontakt s kuželovými kotouči probíhá výhradně přes čepy, které přesahují boky krajních lamel řetězu [19]. Vzhledem k malé stykové ploše mezi čepy a kotouči, dosahuje kontaktní tlak vysokých hodnot a je tedy třeba použít kvalitnější materiály a využít mazacího filmu mezi kontakty.

Lamelový řetěz je nižší, a díky mnoha článkům i ohebnější než řemen, tudíž se dokáže dostat snadno i na malé poloměry kotoučů a využít tak větší rozsah převodových poměrů [19].



Obr. 6 Řetězový variátor (a) základní konfigurace; (b) konstrukce řemenu (upraveno z [14])

3.2.4 Toroidní variátor

Jedná se o další z velmi často používaných typů variátoru.

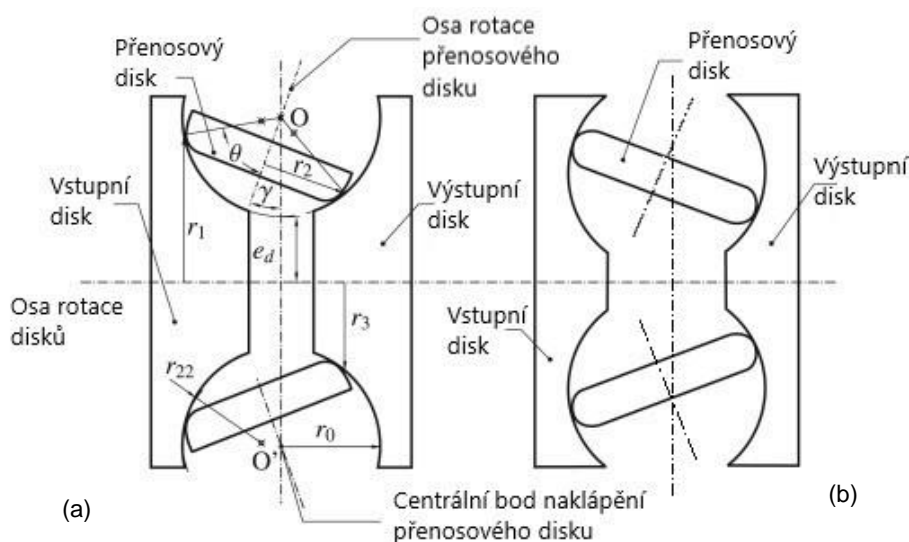
Přenos sil a momentů je zde realizován již přímým stykem mezi vstupním nebo výstupním diskem a přenosovým třecím diskem.

3.2.4.1 Konstrukce

Hlavními konstrukčními variantami u tohoto typu jsou dvě varianty: polo-toroidní (z anglického half-toroidal) a celo-toroidní (z anglického full-toroidal) [20].

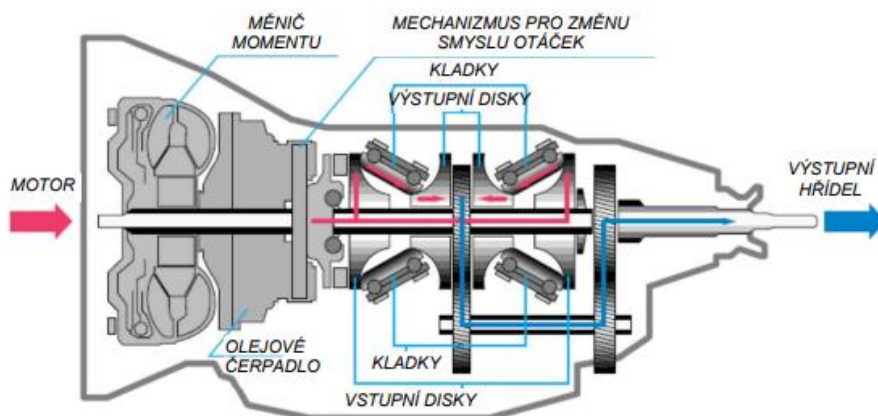
Obě varianty se skládají ze vstupního a výstupního toroidního disku a přenosových prvků ve tvaru diskových kol. U obou variant dále dochází ke změně smyslu otáčení vstupní vůči výstupní hřídeli. V případě celo-toroidní konstrukce vznikne po složení dílů dohromady mezi disky dutina tvaru anuloidu (též možné nazývat jako toroidní tvar dutiny, odtud vznikl název konstrukce). Vloženým prvkem je zde souměrné třecí kolo, které je schopno naklápět svoji osu rotace [1].

Polo-toroidní varianta je z hlediska konstrukce velmi podobná jako celo-toroidní, avšak jak název naznačuje, disky mezi sebou tvoří dutinu ve tvaru poloviny anuloidu. Přenosovým prvkem je zde opět třecí kolo, avšak díky konstrukci není nutné, aby bylo souměrné i po své výšce. Každý přenosový prvek samostatně je zároveň součástí konstrukce podobné kladce s volným posuvem v jednom směru a natáčením kolem jedné osy, což zvyšuje ovladatelnost prvku, nicméně to má také za následek třecí ztráty v ložiscích kladek. Tato varianta vznikla až později jak celo-toroidní a pro své vlastnosti související s účinností přenosu je i častěji využívána [1]. Polo-toroidní konstrukce může mít až tři přenosové elementy, potom jsou problémy s ovládáním systému jejich naklápění [21], [22]



Obr. 7 Geometrie (a) polo-toroidního variátoru; (b) celo-toroidního variátoru (upraveno z [23])

Je možné se setkat i s variantou, při které jsou dva tyto variátory zrcadlově za sebou, takže výstupní disky jsou k sobě natočené zadní stranou a výsledný výkon se odebrá z ozubeného kola mezi nimi. Tato varianta poskytuje díky využití více přenosových prvků skoro dvojnásobný maximální přenesený moment a výkon. Využívá ji například automobilka Nissan ve své převodovce Extroid [24].



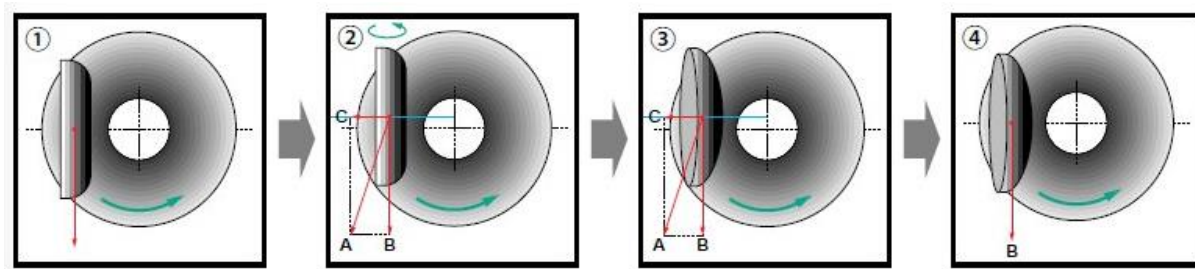
Obr. 8 Dvojitý polo-toroidní variátor (Nissan Extroid) [1]

Vstupní a výstupní disk jsou k sobě přitlačovány v jejich axiálním směru, čímž vzniká potřebný kontaktní tlak pro přenos momentů. Realizace přitlaku probíhá často hydraulickým mechanismem, který umožňuje snadnou regulaci tlaku v průběhu provozu [1].

3.2.4.2 Princip změny převodu

Základem principu je natáčení os přenosových disků. Při natáčení se kontaktní plochy přenosových disků posouvají po ploše disků a mění tak kontaktní poloměry mezi nimi.

Naklápění os však nemusí být nutně realizováno silou použitou přímo na náklon osy. Například náklon, a tedy i změnu převodového poměru, lze provést u polo-toroidní konstrukce pomocí posuvu osy rotace přenosového prvku vůči středu disků. Situace je uvažována pro zjednodušený případ jednoho disku (vstupního) a jednoho přenosového kola na boku disku (viz Obr. 9). Když osa přenosového kola protíná střed disku, působí na přenosové kolo pouze obvodová síla ve směru jeho obvodové rychlosti. Když však osu kola posuneme nahoru vůči středu disku, začne na kolo působit v důsledku vychýlení směru obvodové rychlosti disku vůči obvodové rychlosti kola síla A šikmo ve směru obvodové rychlosti disku. Tato síla se rozloží na složku rotační B a složku posuvnou C , která naklopí kolo a začne jej posouvat směrem k okraji disku. Když osu kola vrátíme nazpět do pozice, kdy protíná střed disku, kolo zůstane v aktuální naklopené pozici a působí na něj opět jen síla ve směru jeho obvodové rychlosti. Když poté chceme kolo vrátit na původní kontaktní poloměr nebo obrátit naklopení, stačí jen posunout osu kola pod střed disku a stejným principem se disk začne naklápět a posouvat směrem ke středu disku. Když jsme s aktuálním převodem spokojeni, vrátíme osu kola zase zpět, aby protínala střed disku. Díky vysoké rychlosti vstupního disku stačí k provedení celé operace minimální vychýlení osy kola (v řádu desetin milimetru až milimetru) od středu disku za použití velmi malé síly, přičemž celý proces změny převodu má velmi rychlou odezvu (téměř okamžitou). Posuv osy kola bývá prováděn pomocí hydrauliky [25].



Obr. 9 Princip změny převodu u polo-toroidní konstrukce (převzato z [25], upraveno [24])

3.2.5 Kulový variátor

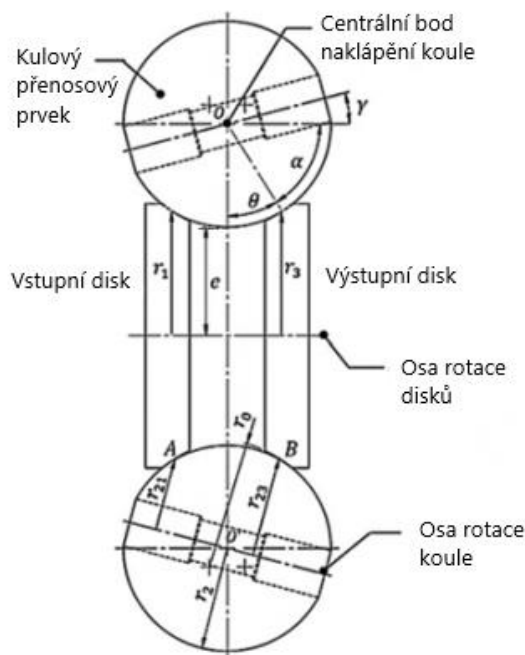
Jde o kompaktní a jednoduchý typ, s relativně jednoduchým ovládáním.

Dále bude pro tento typ používáno označení B-CVT z anglického Ball-type Continuously Variable Transmission.

3.2.5.1 Konstrukce

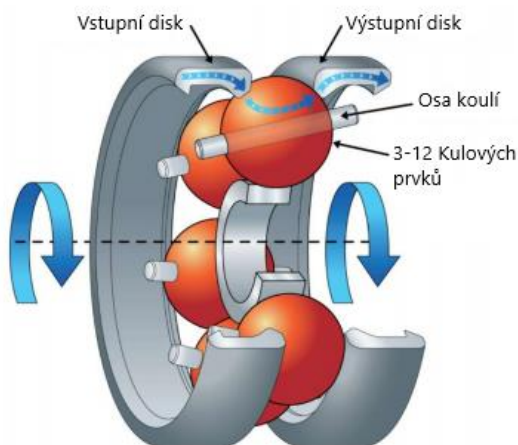
Hlavními komponentami jsou vstupní disk, výstupní disk a kulové přenosové prvky s průchozí dírou podél jejich osy rotace [5].

Zatímco u toroidního variátoru se používají nejčastěji dva přenosové elementy, u B-CVT konstrukce lze díky malým rozměrům využít hned několika kulových přenosových elementů. V závislosti na konkrétních rozměrech disků a elementů jich může být například až šest [5].



Obr. 10 Geometrie B-CVT (upraveno z [5])

Byla zpracována i studie na konstrukci NuVinci [26]. V konstrukčním řešení došlo k menší obměně z hlediska geometrie, a to v rámci vstupního a výstupního disku. Práce také porovnává dvě provedení této konstrukce, s duální vnitřním kroužkem a s celistvým vnitřním kroužkem, která se více blíží originálnímu návrhu z patentu [27].



Obr. 11 Geometrie konstrukce NuVinci s celistvým vnitřním kroužkem (upraveno z [28])

3.2.5.2 Princip změny převodu

Radiální vzdálenosti kontaktních míst A a B od osy otáčení disků jsou v průběhu chodu i při změně převodu neměnné. Převodový poměr se u tohoto typu určuje z poměru kontaktních poloměrů r_{21} a r_{23} , označených podle Obr 10. Tyto poloměry se určují jako kolmá vzdálenost od osy rotace kulového elementu ke kontaktním místům A a B [5].

Z Obr 10 lze pro jednotlivé kontaktní poloměry odvodit i výpočtové vztahy:

$$r_1 = r_3 = e + r_2(1 - \sin \alpha) \quad (6)$$

$$r_{21} = r_2 \cdot \sin(\alpha - \gamma) \quad (7)$$

$$r_{23} = r_2 \cdot \sin(\alpha + \gamma) \quad (8)$$

kde r_1 je kontaktní poloměr vstupního disku, r_3 je kontaktní poloměr výstupního disku, r_{21} je kontaktní poloměr mezi vstupním diskem a přenosovým elementem, r_{23} je kontaktní poloměr mezi výstupním diskem a přenosovým elementem, α je kontaktní úhel a γ je úhel náklonu.

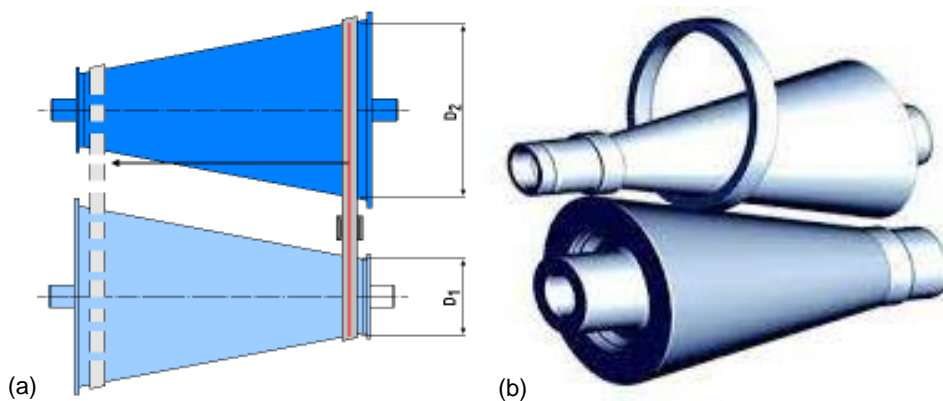
Změny převodového poměru docílíme postupným naklápěním os rotace prvků. Převodu do rychla dosáhneme, když doplňkový úhel θ ke kontaktnímu úhlu α bude směřovat od svislé osy symetrie koule doprava neboli proti směru chodu hodin (vztaženo k horní kouli, kde jsou úhly i zaznačeny) [5].

3.2.6 Kuželový variátor

3.2.6.1 Konstrukce

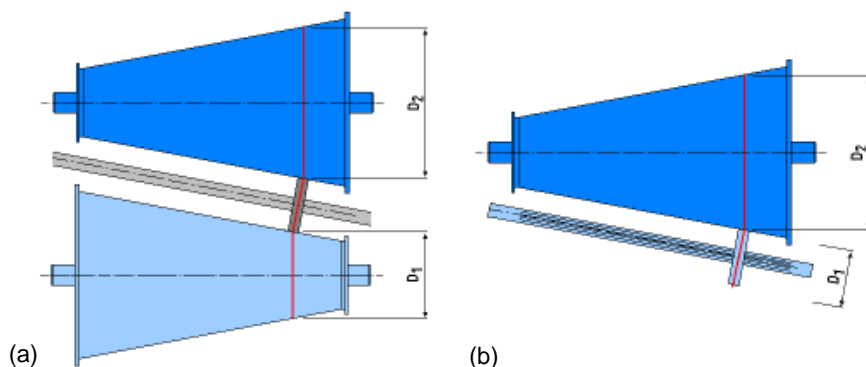
Základní konstrukcí je použití dvou protilehlých kuželů s rovnoběžnými osami rotace, jeden na vstupní hřídeli, druhý na výstupní hřídeli. Kužely jsou zpravidla stejné a uloženy vedle sebe, orientovány zrcadlově vůči sobě [29].

K přenosu výkonu mezi kužely se využívá více možných prvků, které se mohou pohybovat vůči kuželům v axiálním směru. Nejčastěji používanými prvky jsou řemen nebo kolo. Řemen se používá dvojím způsobem. Buď použití, kdy je tvárný a opásává oba kužely z vnějšku, nebo má řemen stálý tvar obruče a je tentokrát vložený mezi kužele. U varianty s kolem se vkládá mezi kužele na samostatnou osu kolo, které se po ní může posouvat [29]. Konstrukce s opásaným řemenem a s vloženým kolem zaručují stejný smysl otáček na vstupní i výstupní hřídeli, zatímco při variantě s vloženým řemenem se smysl otáčení změní.



Obr. 12 Geometrie kuželového variátoru (a) s opásaným řemenem [30]; (b) s vloženým řemenem [31]

Existuje ještě zjednodušená konstrukce, kde se využívá jen jednoho kužele a přenos probíhá přes kolo uložené na samostatné drážkované hřídeli. Toto kolo se může stejně jako u varianty se dvěma kužely pohybovat po hřídeli, čímž se mění převodový poměr [29]. Nicméně tentokrát jsou výstupní otáčky odebrány přímo z hřídele kola a mají tedy opačný smysl oproti vstupním otáčkám. Odebráním jednoho kužele se však markantně sníží regulační rozsah převodu a vznikají komplikace spojené s nerovnoběžností vstupní a výstupní hřídele.



Obr. 13 Geometrie kuželového variátoru (a) s vloženým kolem mezi dva kužely [30]; (b) s jedním kuželem [30]

Využití konstrukcí s řemeny se jeví jako výhodnější z hlediska účinnosti, jelikož zde je větší kontaktní plocha mezi kužely a přenosovými prvky.

3.2.6.2 Princip změny převodu

Ke změně převodového poměru dojde snadno. Přenosový element se začne pohybovat v axiálním směru vůči kuželům. Při postupném posuvu přichází prvek do styku s měnicími se kontaktními poloměry od kuželů, a tím se tedy plynule mění převod. K pohybu řemenu dochází díky posuvnému vodícímu jezdcí a pohyb kola se realizuje posuvným mechanismem drážkované hřídele [1].

Rozsah převodového poměru je dán geometrií kuželů, konkrétně jejich maximálním a minimálním průměrem.

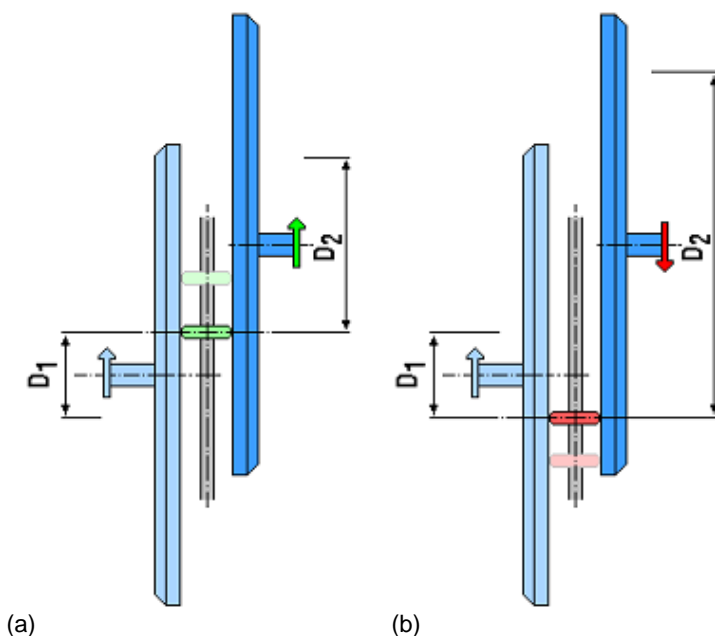
3.2.7 Deskový (talířový) variátor

3.2.7.1 Konstrukce

První variantou konstrukce je použití jednoho talířového kola a menšího třecího kola, které má umožněný axiální posuv po své ose. Tato varianta je výhodná v případě, kdy vstupní a výstupní hřídel jsou vůči sobě na točené o 90° . Hnanou částí zde bývá třecí kolo, uložené na vstupní drážkované hřídeli. Opačného smyslu otáčení výstupní hřídele lze docílit jednoduše přesunem třecího kola za osu rotace talířového kola [32].

Ve druhé variantě jsou použity dvě talířová kola a menší vložené třecí kolo mezi nimi. Vstupní a výstupní částí jsou zde hřídele talířových kol, orientované navzájem rovnoběžně. Tyto osy jsou od sebe posunuty o osovou vzdálenost, jejíž maximum je dáno poloměrem menšího z talířových kol (poloměry kol mohou být i stejné). Osa vloženého kola je vůči vstupní a výstupní hřídeli vedena kolmo. Pokud je vložené kolo mezi osami talířových kol, vstupní a výstupní otáčky mají shodný smysl. Pokud je však vložené kolo až za nimi, smysl otáček se na vstupu a výstupu bude opačný [30].

Jelikož u tohoto typu využíváme jako přenosový element úzké třecí kolo, kontaktní plochy jsou velmi malé. Z tohoto důvodu dochází k vysokému tlaku v kontaktní oblasti a konstrukce tudíž není vhodná pro přenos vyšších výkonů. Kdyby se využilo širších kol, došlo by v důsledku kontaktu různých obvodových rychlostí na větší ploše k velkým hodnotám skluzu, a tudíž ke snížení účinnosti a celkové životnosti konstrukce [1].



Obr. 14 Geometrie talířového variátoru s vloženým kolem v pozici (a) mezi osami; (b) za osami [30]

3.2.7.2 Princip změny převodu

Převod se mění posouváním samostatného nebo vloženého třecího kola (záleží na konstrukci) po drážkované ose směrem k a od středu otáčení talířových kol, čímž se mění velikost kontaktního poloměru [29].

Rozsah převodového poměru je dán opět velikostí průměrů talířových kol a u varianty se dvěma talířovými koly i vzájemnou osovou vzdáleností mezi nimi.

3.3 Porovnání vybraných konstrukcí

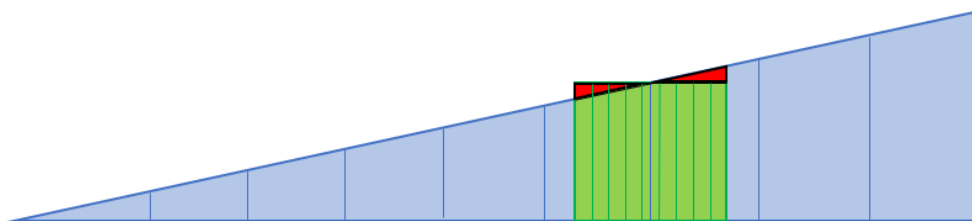
3.3.1 Účinnost přenosu

3.3.1.1 Definice základních pojmů

Základní veličinou, která má velký podíl na výsledné účinnosti, je hodnota ztrát v důsledku skluzu. Ten se skládá ze dvou složek.

První složka, kterou pro lepší rozlišení necháme pod názvem z angličtiny, se označuje jako SPIN. Vzniká automaticky v každém třecím kontaktu, a to i když nepřenášíme žádný výkon a na přenosu výkonu se tedy ani nepodílí. Její hodnota je dána samotnou geometrií kontaktních ploch. Je způsobena rozdílnými obvodovými rychlostmi v kontaktní oblasti mezi rotujícím vstupním nebo výstupním tělesem a přenosovým prvkem. Její význam a podíl na celkových ztrátách roste s přibližováním přenosového prvku k ose rotace vstupního nebo výstupního disku. Názorně se dá vysvětlit například na případě talířové konstrukce. Znázornění lze vidět na Obr 15. Obvodová rychlost talířového kola lineárně roste se zvyšujícím se kontaktním poloměrem od osy jeho rotace (modrá část), nicméně přenosové třecí kolo má po celé své šířce kontaktní oblasti stejný poloměr od své osy rotace, a tudíž i stejnou obvodovou rychlost (zelená část). SPIN složka je znázorněna jako jejich červený rozdíl. Toto znázornění je zidealizované pro případ tuhých těles, kdy by nedocházelo v kontaktní oblasti k deformaci povrchů [33].

Jak již bylo zmíněno, velikost a tvar této složky lze ovlivnit změnou geometrie kontaktních ploch. Toho využívá například toroidní konstrukce, kde se velikost obvodové síly přenosového elementu po šířce kontaktu mění, a hodnota SPIN je tedy menší. Dále také má vliv vzdálenost kontaktního místa od osy rotace vstupního či výstupního kola. Konkrétně je složka SPIN vzhledem k celkovému skluzu tím výraznější, čím blíže ose rotace se kontakt nachází.



Obr. 15 Znáznornění složky SPIN mezi talířovým a vloženým třecím kolem pro talířový variátor

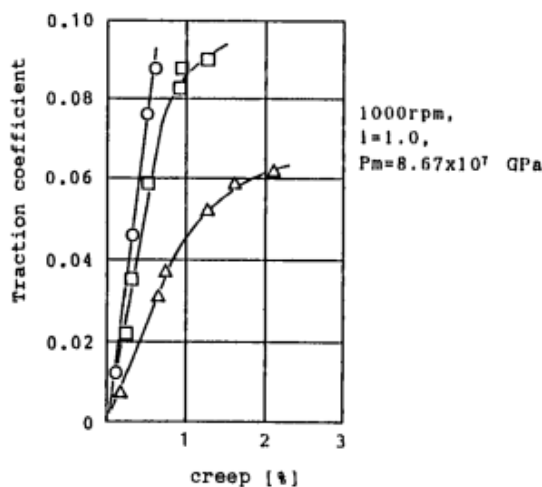
Druhá složka je označovaná jako SLIP. Tato složka už zajišťuje samotný přenos výkonu a pro správnou funkčnost stroje se bez ní neobejdeme. Přenos se realizuje pomocí smykových napětí v mazacím filmu, která vznikají rozdílnou rychlostí v této vrstvě oleje. Složka SLIP je tedy definována jako prokluz uvnitř kontaktu [34]. Z toho vyplývá, že složka SLIP je totožná s dříve zavedeným součinitel prokluzu ψ , který byl v dané chvíli pro jednoduchost vysvětlen bez odkazu na mazací film. Její základní podstata vychází z Newtonova zákona pro smykové napětí τ :

$$\tau = \mu_v \cdot \frac{dv_k}{dy} \quad (9)$$

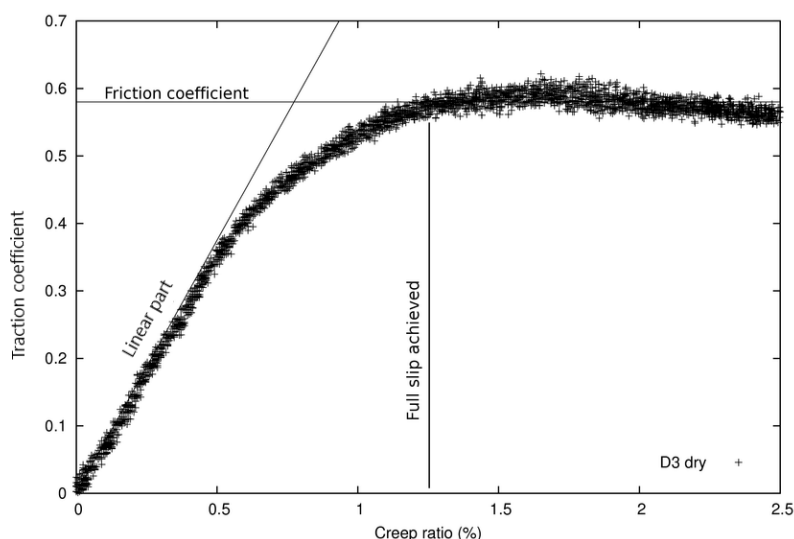
kde μ_v je dynamická viskozita kapaliny a $\frac{dv_k}{dy}$ je rychlost deformace kapaliny.

Právě složka vyjadřující rychlost deformace určuje SLIP, jelikož řeší absolutní rozdíl rychlostí kontaktních těles.

Závislost celkové hodnoty skluzu na hodnotě trakčního koeficientu pro konkrétní uvažovaný trakční olej lze sestavit trakční křivka. Hodnota celkového skluzu pro aktuální bod v grafu je složena v určitém poměru ze složek SPIN a SLIP ztrát. Při návrhu geometrie a vlastností převodu je snaha o to, aby složka SPIN měla co nejmenším podíl na celkové hodnotě skluzu a složka SLIP naopak co největší zastoupení [37].



Obr. 16 Trakční křivka pro různá zatížení [35]

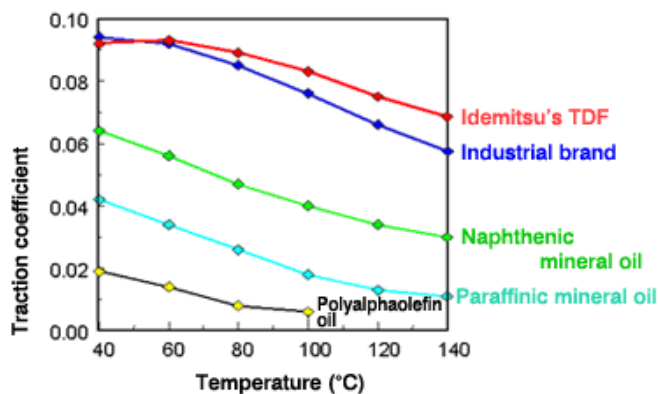


Obr. 17 Příklad tvaru trakční křivky [36]

V praxi se její tvar získává experimentálně. Vysvětlení proběhne na příkladu dvou třecích, válcových kol v kontaktu svými obvodovými plochami. Měření probíhá v nuceném režimu. Na jednom se nastavuje daná rychlost a druhé se nastavuje na rychlost například o 1 % vyšší. Tímto mechanismem nutím třecí kola do skluzu a odečítám třecí odezvu mezi nimi [37].

Trakční křivka má svou efektivní oblast, kterou uvažujeme při výpočtu dimenzování. Ta je zvolená na hodnotu kolem 75 % maximálního trakčního součinitele. Jedná se o bezpečnostní krok při výpočtu, který zaručí, že se výpočet nedostane do oblasti nad maximální hodnotu trakčního součinitele. Kdyby hodnota vyšla vyšší, jak zmíněné maximum, neprotnuli bychom trakční křivku, skluz by šel do nekonečné hodnoty a nastal by nekontrolovatelný prokluz v kontaktu [38].

Tvar a sklon trakční křivky mohou ovlivnit několika faktory. První a nejdůležitější možnost je volba trakčního oleje. Každý olej má od výrobce specifikovaný svůj tvar. Dalšími důležitými vlivy je ovlivnění provozní teplotou. S narůstající teplotou v mazacím filmu se výpočtový trakční součinitel snižuje (viz Obr. 18). Obvyklá provozní teplota bývá kolem 100°C, takže tento vliv je nezanedbatelný [35].



Obr. 18 Vliv teploty na trakční součinitel (upraveno z [39])

Další možností pro ovlivnění trakční křivky je změna zatížení. S rostoucí kontaktní silou se přímka stává strmější a dosahuje maximální hodnoty trakčního koeficientu při menší hodnotě skluzu. Přenos je tedy efektivnější, dochází k menším ztrátám a opotřebení součástí [35].

Do celkových ztrát se uvažují i další ztráty, vznikající v průběhu chodu variátoru, jako například tření v ložiscích, tepelné ztráty apod.

Pro výpočet skluzu jednotlivých konstrukcí se zavádí kontaktní model založený na EHL teorii. Jedná se o plně zatopený, izotermický kontakt mezi disky a přenosovými elementy [20].

3.3.1.2 Výpočty

Nejprve je třeba zanalyzovat kinematiku uvažované konstrukce. V následující části budou vystupovat vzorce pro obecný výpočet, nespecifikované pro jednotlivé konstrukce odvozené z [5] a [20]. Poté je vhodné zavést vztahy pro vstupní a výstupní koeficient skluzu.

Vstupní koeficient skluzu Cr_1

$$Cr_1 = \frac{|\omega_1| \cdot r_1 - |\omega_2| \cdot r_2}{|\omega_1| \cdot r_1} \quad (10)$$

kde ω je úhlová rychlost, r je kontaktní poloměr, index 1 značí vstupní veličiny a index 2 značí veličiny přenosového elementu.

Výstupní koeficient skluzu Cr_3

$$Cr_3 = \frac{|\omega_2| \cdot r_2 - |\omega_3| \cdot r_3}{|\omega_2| \cdot r_2} \quad (11)$$

kde ω je úhlová rychlost, r je kontaktní poloměr, index 2 značí veličiny přenosového elementu a index 3 značí výstupní veličiny.

Celkový koeficient skluzu Cr lze poté vypočítat ze vztahu:

$$1 - Cr = (1 - Cr_1) \cdot (1 - Cr_3) \quad (12)$$

Rovnici lze upravit a vztah pro celkový koeficient skluzu Cr vypadá následovně:

$$Cr = Cr_1 + Cr_3 - Cr_1 \cdot Cr_3 \quad (13)$$

Z hodnoty pro celkový koeficient skluzu lze dále vypočítat účinnost přenosu rychlosti η_v :

$$\eta_v = 1 - Cr \quad (14)$$

Tato účinnost jde vypočítat i z geometrických vztahů pomocí rychlostních poměrů:

$$\eta_v = \frac{s_r}{s_{rID}} = \frac{\frac{\omega_3}{\omega_1}}{\frac{r_3}{r_1}} = \frac{\omega_3 \cdot r_1}{\omega_1 \cdot r_3} \quad (15)$$

kde s_r je okamžitý rychlostní poměr a s_{rID} je ideální rychlostní poměr a zbylé veličiny jsou stejné jako v rovnici (10) a (11).

Další postup výpočtu se odvíjí z dynamické analýzy konstrukce. Po úpravách jsme schopni sestavit vztah pro účinnost přenosu momentu η_{Mk} :

$$\eta_{Mk} = \frac{\frac{M_{k3}}{r_3}}{\frac{M_{k1}}{r_1}} = \frac{M_{k3} \cdot r_1}{M_{k1} \cdot r_3} \quad (16)$$

kde r je kontaktní poloměr, M_k je krouticí moment

Výsledný vztah pro celkovou mechanickou účinnost variátoru η vznikne spojením rovnic (15) a (16):

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_{Mk} = \frac{s_r}{s_{rID}} \cdot \frac{M_{k3} \cdot r_1}{M_{k1} \cdot r_3} \quad (17)$$

kde, použité veličiny odpovídají veličinám z výše použitých rovnic.

Z uvedených vztahů je patrné, že veličiny použité pro výpočet celkové účinnosti vychází především z geometrie variátoru. Při důkladnějších výpočtech [20] se projevují i dynamické vlivy od působícího zatížení na součásti, které je také dáno geometrií konkrétního typu variátoru. Dalšími vlivy na celkovou účinnost jsou například použitý trakční olej, provozní teplota [35], velikost zatížení a vlastnosti použitých materiálů [20].

3.3.1.3 Porovnání

Pro ukázkou porovnání z hlediska účinnosti byly zvoleny tři typy variátorů: B-CVT, polo-toroidní (zavedeme zjednodušené označení PT) a celo-toroidní (zavedeme zjednodušené označení CT). Následující část bude vycházet z prací [5] a [20].

Pro B-CVT a toroidní variátory je vhodné zavést bezrozměrný parametr zátěže \mathfrak{R} , který se využívá pro B-CVT a toroidní variátor [5]:

$$\mathfrak{R} = \left(\frac{\pi \cdot E \cdot r_0^2}{6 \cdot F_c \cdot (1 - \nu^2)} \right)^{1/3} \quad (18)$$

kde E je modul pružnosti v tahu, r_0 je poloměr křivosti kontaktní plochy vstupního nebo výstupního disku a F_c je kontaktní síla.

Dále je výhodné definovat i následující bezrozměrné momenty t_{in} a t_{out} pro pozdější vyjádření v grafech:

$$t_{in} = \frac{M_{k1}}{m \cdot n \cdot F_c \cdot r_1} \quad (19)$$

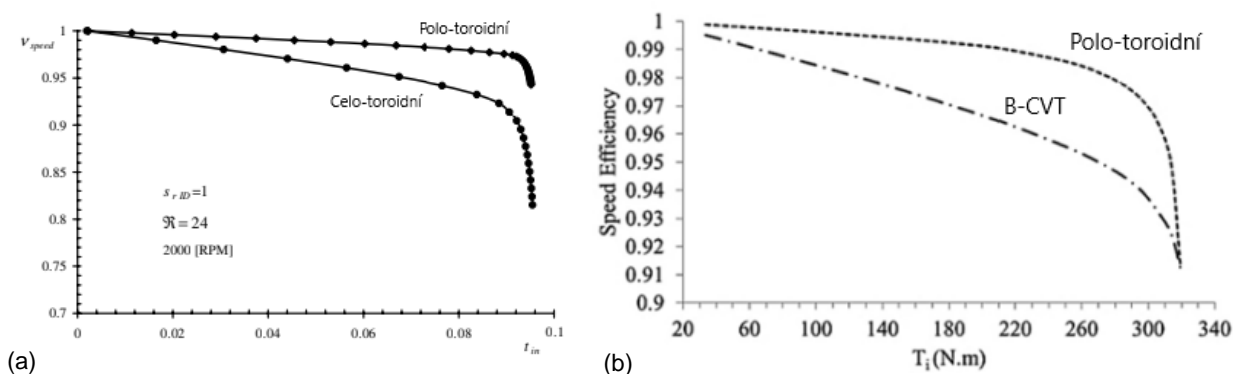
$$t_{out} = \frac{M_{k3}}{m \cdot n \cdot F_c \cdot r_3} \quad (20)$$

kde M_k je kroutící moment, F_c je kontaktní síla, r je kontaktní poloměr, m je počet dutin mezi disky (odpovídá polovině počtu disků) a n je počet přenosových prvků.

Účinnost přeneseného momentu se poté dá zapsat také jako:

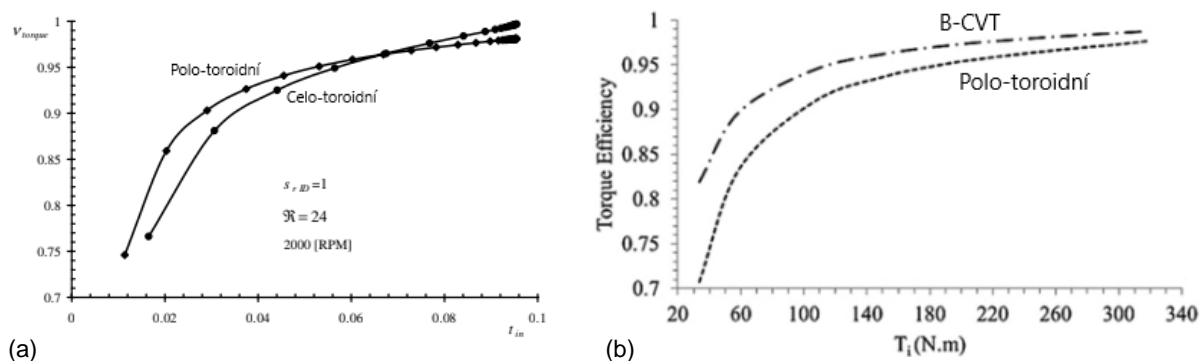
$$\eta_{Mk} = \frac{t_{out}}{t_{in}} \quad (21)$$

Porovnání účinnosti přenosu rychlosti:



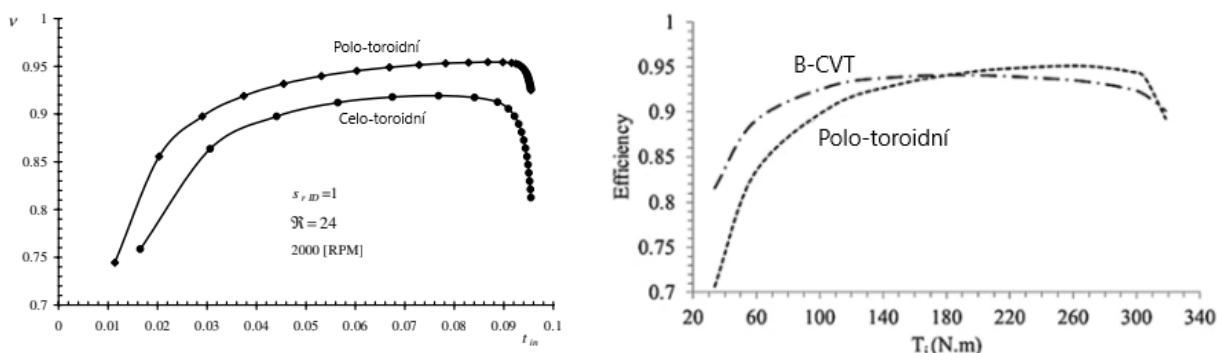
Obrázek 19 Porovnání účinnosti přenosu rychlosti (a) CT a PT konstrukce [20]; (b) PT a B-CVT [5]

Porovnání účinnosti přenosu momentu:



Obrázek 20 Porovnání účinnosti přenosu momentu (a) CT a PT konstrukce [20]; (b) PT a B-CVT [5]

Porovnání celkové účinnosti:



Obrázek 21 Porovnání účinnosti celkové přenosu (a) CT a PT konstrukce [20]; (b) PT a B-CVT [5]

Z grafu lze vidět, že obě toroidní konstrukce dosahují nejvyšší celkové účinnosti až v oblasti vysokého vstupního momentu, zatímco B-CVT dosahuje nejvyšší hodnoty ve střední oblasti momentu. CT konstrukce dosahuje oproti PT nižší účinnosti po celém rozpětí hodnot momentu, B-CVT však při nižších momentech obě toroidní konstrukce překonává. Rozdíl v celkové účinnosti v první polovině momentového rozpětí je zapříčiněn rozdílem v účinnosti přeneseného momentu, ve které vychází nejlépe B-CVT, poté PT typ, a nakonec CT typ. Pokles celkové účinnosti s rostoucím momentem u B-CVT je způsoben rychlým poklesem účinnosti přenosu rychlosti. CT typ má velmi podobný vývoj rychlostní účinnosti jako B-CVT, nicméně rychle rostoucí vývoj momentové účinnosti CT typu tento problém vykompenzuje.

3.3.2 Maximální kroutící moment

3.3.2.1 Definice základních pojmů

Obecný vztah pro velikost přeneseného kroutícího momentu M_k lze tedy vyjádřit následovně [4]:

$$M_k = n_p \cdot F_t \cdot r = a \cdot p \cdot S \cdot \mu \cdot r \quad (22)$$

kde n_p je počet přenosových prvků, F_t je trakční síla, r je kontaktní poloměr, p je kontaktní tlak, S je velikost kontaktní plochy a μ je trakční koeficient.

Pro zvýšení přeneseného momentu docílíme zvyšováním jednotlivých veličin. Každá má však svá omezení. Maximální počet přenosových prvků n_p je většinou dán geometrií zvolené konstrukce, kontaktní poloměr r je omezen například zástavbovými rozměry, které jsou k dispozici a trakční koeficient μ závisí na použitém mazivu a jeho vlastnostech při aktuálních provozních podmínkách (např. teplota a tlak). Velikost a tvar kontaktní plochy S je poté dán opět geometrií kontaktních těles a zatížením, které na plochu působí [40].

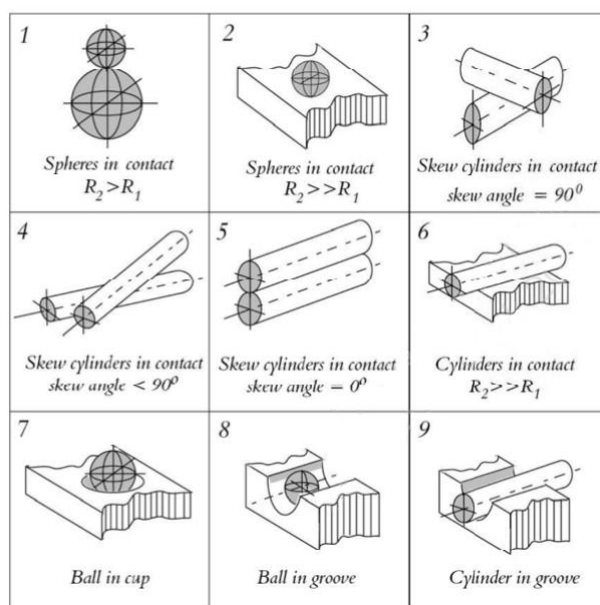
Dále pro určení kontaktního tlaku je nutné rozlišovat mezi konformními a nekonformními kontaktními plochami [41]:

- Konformní plochy jsou takové, kdy do sebe tělesa zapadají s velkou geometrickou přesností, kontaktní plocha mezi nimi je poměrně velká a zatížení se tedy dobře rozloží a jsou vcelku malá
- Nekonformní plochy se naopak stýkají na velmi malé ploše, dochází k bodovému nebo čárovému styku a zatížení jsou výrazně větší.

Právě v případě nekonformních styků je třeba kontaktní tlak počítat užitím různých modelů a nejčastěji se používá Hertzova teorie [42]. Díky jejímu využití je možné vypočítat velikost kontaktní plochy, dále potom kontaktní tlak a tuto hodnota se porovnává s dovolenými hodnotami pro daný materiál.

Typy kontaktních ploch se dají rozdělit na tři typy – kruhovou, eliptickou a obdélníkovou. Obr 22 znázorňuje různé případy těles v kontaktu, z čehož se poté dá odvodit tvar kontaktní oblasti [41].

- Kruhová oblast: kontakt č. 1, 2, 3, 7
- Eliptická oblast: kontakt č. 4, 8
- Obdélníková oblast: kontakt č. 5, 6, 9



Obr. 22 Typy kontaktních ploch (upraveno z [41])

Pro výpočet maximálního momentu, který je konstrukce schopna přenést, se zvolí maximální dovolený kontaktní tlak. Ten je daný materiálem součástí a jeho povrchovými úpravami. Počet materiálů použitelných pro tyto aplikace není příliš velký. Obvyklé hodnoty pro orientační výpočet maximálního momentu se určují podle materiálů 14 220 a 14 109 v zušlechťeném stavu, které se používají pro ozubená kola a kuličková ložiska a pohybují se mezi hodnotami 2 až 3 GPa [43], [44].

3.3.2.2 Výpočty

Trakční sílu F_t , která přenáší výkon mezi vstupní nebo výstupní částí a přenosovým elementem, můžeme vyjádřit jako [5]:

$$F_t = \mu \cdot F_c \quad (23)$$

kde μ je trakční koeficient a F_c je kontaktní síla.

Kontaktní sílu F_c lze dále rozepsat jako:

$$F_c = p \cdot S \quad (24)$$

kde p je kontaktní tlak a S je velikost kontaktní plochy.

kde n_p je počet přenosových prvků, r je kontaktní poloměr a zbylé veličiny jsou stejné jako v rovnicích (9) a (10).

Z výsledného krouticího momentu M_k poté můžeme vyjádřit i vztah pro přenesený výkon P :

$$P = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2\pi \cdot n \quad (25)$$

kde ω je úhlová rychlost a n jsou otáčky.

Pro přesnější výpočet lze využít vztahů pro maximální kontaktní tlak z Hertzovy teorie [41]:

- Pro kruhový tvar kontaktní oblasti

$$p_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_c}{\pi \cdot a^2} \quad (26)$$

kde F_c je kontaktní síla, a je velikost poloměru kontaktní oblasti.

- Pro eliptický tvar kontaktní oblasti

$$p_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_c}{\pi \cdot a_e \cdot b_e} \quad (27)$$

kde F_c je kontaktní síla, a_e je velikost hlavní poloosy a b_e je velikost vedlejší poloosy.

- Pro obdélníkový tvar kontaktní oblasti

$$p_{max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_c}{b \cdot l} \quad (28)$$

kde F_c je kontaktní síla, b je šířka kontaktní plochy, odpovídající šířce přenosového prvku a l je polovina délka kontaktní plochy.

K výpočtu rozměrových veličin kontaktní plochy, které se užívají pro výpočet maximálního tlaku p_{max} (viz. výše), se používají vztahy pro redukovaný poloměr křivosti ploch a redukovaný modul pružnosti, ve kterých vystupují poloměry kontaktních těles r , Poissonovo číslo ν a modul pružnosti v tahu E [41]. Výsledné vztahy pro určení těchto veličin k výpočtu plochy kontaktu se také liší podle daného tvaru kontaktní oblasti. Důkladnější a konkrétnější postup výpočtu a vysvětlení samotné metody je zpracován například v [42]. Například [20] uvádí konkrétní výpočet pro konstrukci polo-toroidního variátoru.

3.3.2.3 Porovnání

Z těchto poznatků už je možné odvodit přibližné srovnání jednotlivých konstrukcí uvedených v této práci:

- Řemenový variátor při použití pryžového řemenu má velkou kontaktní plochu, nicméně nedokáže vydržet moc velké kontaktní tlaky. Obvyklá hodnota tlaku v řemenu je kolem 1 MPa. Při použití varianty řemenu s ocelovými články se dosažitelná hodnota kontaktního tlaku mnohonásobně zvýší, nicméně zároveň i poklesne velikost kontaktní oblasti.
- Řetězová konstrukce je velmi podobná, jako u použití ocelového řemenu, avšak zde dojde ještě k větší transparentnosti rozdílu. Kontaktní plochy jsou ještě výrazně menší a dovolené napětí na čepy je větší než u ocelových destiček řemenu.
- Konstrukce s vloženými koly je ze všech výše uvedených variant nejméně příznivá, jelikož zde na velmi malých plochách vznikají velmi vysoké kontaktní tlaky. Převody tedy nejsou schopné přenést takové momenty jako ostatní konstrukce. V porovnání s tímto případem je příznivější i varianta kuželového variátoru s vloženým řemenem ve tvaru obruče.
- U konstrukcí toroidního a kulového typu je velkou výhodou možnost využití více přenosových elementů, čímž se vykompenzuje omezená velikost kontaktů. U toroidních typů je navíc kontaktní oblast uzpůsobená konformněji, a tudíž je to z hlediska plochy příznivější řešení. Toroidní konstrukce je tedy díky lepšímu poměru přeneseného momentu vzhledem k vnějším rozměrům vhodné využít častěji než jiné typy variátorů.
- Řemenové, řetězové a toroidní konstrukce jsou na trhu nejvíce využívanými variantami, které našly uplatnění i v některých typech převodovek pro automobily (např. převodovka Multitronic od Audi, Lineatronic od Subaru, Extroid a Xtronic od automobilky Nissan a mnoho dalších)

Přesnější závěry by byly možné až po výpočtech s konkrétními numerickými vstupními hodnotami, nicméně to už je nad rámec této práce.

4 DISKUZE

Předmětem práce je představení základních konstrukčních typů variátorů, jejich popis z hlediska geometrie, principu změny převodového poměru. V poslední části práce je nastínění hledisek pro následné zhodnocení a porovnání zmíněných typů variátorů a vysvětlení pojmů, které jsou potřebné pro pochopení problematiky.

V průběhu práce byly zmíněny základní vztahy pro obecné vyhodnocení a porovnání vybraných konstrukčních řešení variátorů a bylo zde použito i několik zjednodušujících modelů. Představené výsledky nemají numerický charakter. Jedná se pouze o přibližné porovnání odvozené z teorie vysvětlených pojmů pro danou problematiku. Závěry jsou v souladu s obecnými poznatky učiněnými na tomto poli výzkumu.

Konkrétními výpočty pro jednotlivé konstrukční řešení variátorů se zabývají jiné práce, přičemž některé z nich byly v průběhu zmíněny.

5 ZÁVĚR

Tato práce se zabývá přehledem konstrukcí různých typů třecího variátoru. Uvedeny bylo šest nejčastějších konstrukcí. Ty byly popsány především z hlediska konstrukčního provedení a principu změny převodového poměru.

Jedna kapitola nastínila i základní funkce a kritéria, která musí splňovat trakční oleje. Použití těchto maziv je nutné u případů s malými kontaktními plochami. Správně navržený mazací film zcela oddělí kontaktní plochy a zprostředkuje přenos kroutícího momentu a výkonu skrze kontakt. Kapacita mazacího filmu je omezená několika parametry. Základní omezující parametry byly jmenovány a byl popsán jejich vliv na olej. Chování trakčních maziv definuje trakční křivka, která znázorňuje závislost skluzu na trakčním koeficientu.

V závěrečné části byly vysvětleny pojmy související se ztrátami energie a celkové účinnosti variátoru. Skluz se skládá ze dvou složek: složky SPIN, která je stoprocentně parazitní a složky SLIP, která díky absolutnímu rozdílu rychlostí ploch v kontaktní oblasti zajišťuje přenos výkonu.

Nakonec byl představen základ Hertzovy teorie elastických kontaktů s popisem vlivů na maximální kontaktní tlak v oblasti. Vše zakončuje porovnání jednotlivých konstrukcí variátorů.

Numerické výpočty pro konkrétní konstrukční varianty variátorů mohou být předmětem případné další navazující práce.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. [1] ŘÍPA, Vít. *Návrh spojitě měnitelného planetového převodu – klec, planetová a korunová kola* [online]. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/83671/F2-DP-2019-Ripa-Vit-full_text_DP.pdf?sequence=-1&isAllowed=y
2. [2] HARTL, Martin. Úvod do převodů. In: *Konstruování strojů 6KT*. Vzdělávací. Brno. 2010.
3. [3] FENTON, brian. *Velocity Ratios and Speeds* [online]. [vid. 2021-05-17]. Dostupné z: <https://www.the-warren.org/quiz/gearratios.htm>
4. [4] MACHIDA, H. Technology of a Traction Drive CVT - Past, Present And Future. In: D. DOWSON, M. PRIEST, G. DALMAZ a A. A. LUBRECHT, ed. *Tribology and Interface Engineering Series* [online]. B.m.: Elsevier, 2005 [vid. 2021-05-16], Life Cycle Tribology, s. 3–13. Dostupné z: doi:10.1016/S0167-8922(05)80004-5
5. [5] AFRABANDPEY, Arian a Hashem GHARIBLU. Performance Evaluation of Ball CVT and Comparison with Half Toroidal CVT. *International Journal of Automotive Technology* [online]. 2018, **19**(3), 547–557. ISSN 1976-3832. Dostupné z: doi:10.1007/s12239-018-0052-x
6. [6] KU, Pei Moo. *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts: Proceedings of a NASA-sponsored Symposium Held July 15-17, 1969, in Troy, New York*. B.m.: Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration, 1971.
7. [7] ARCHARD, J. F., M. T. KIRK a Thomas Edward ALLIBONE. Lubrication at point contacts. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* [online]. 1962, **261**(1307), 532–550. Dostupné z: doi:10.1098/rspa.1961.0094
8. [8] CHENG, H. S. A Numerical Solution of the Elastohydrodynamic Film Thickness in an Elliptical Contact. *Journal of Lubrication Technology* [online]. 1970, **92**(1), 155–161. ISSN 0022-2305. Dostupné z: doi:10.1115/1.3451310
9. [9] SMITH, F. W. Lubricant behaviour in concentrated contact systems — the castor oil-steel system. *Wear* [online]. 1959, **2**(4), 250–263. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/0043-1648(59)90264-9
10. [10] BAIR, Scott a W. O. WINER. A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory Data. *Journal of Lubrication Technology* [online]. 1979, **101**(3), 258–264. ISSN 0022-2305. Dostupné z: doi:10.1115/1.3453342
11. [11] JOHNSON, Kenneth Langstreth, J. L. TEVAARWERK a David TABOR. Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences* [online]. 1977, **356**(1685), 215–236. Dostupné z: doi:10.1098/rspa.1977.0129

12. [12] CROOK, A. W. a Thomas Edward ALLIBONE. The lubrication of rollers IV. Measurements of friction and effective viscosity. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* [online]. 1963, **255**(1056), 281–312. Dostupné z: doi:10.1098/rsta.1963.0005
13. [13] ŠKRABAL, Ondřej. *Hnací jednotka s regulací otáček* [online]. Zlín, 2018. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Dostupné z: http://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/42395/%C5%A1krabal_2018_dp.pdf?sequence=1&isAllowed=y
14. [14] SRIVASTAVA, Nilabh a Imtiaz HAQUE. A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2009, **44**(1), 19–41. ISSN 0094-114X. Dostupné z: doi:10.1016/j.mechmachtheory.2008.06.007
15. [15] MATIJEVIC, Dejan, Ivan IVANKOVIC a Vladimir POPOVIC. Modern design and control of automatic transmission and the prospects of development. *Istrazivanja i projektovanja za privredu* [online]. 2015, **13**, 51–59. Dostupné z: doi:10.5937/jaes13-7727
16. [16] CHUCHMA, Ondřej. *Současný stav a vývojové tendence v konstrukci převodovek osobních automobilů* [online]. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/30290486.pdf>
17. [17] NEW Variator Operation pic. *ApriliaForum sponsored by AF1 Racing, inc.* [online]. [vid. 2021-05-17]. Dostupné z: <https://www.apriliaforum.com/forums/showthread.php?174791-NEW-Variator-Operation-pic>
18. [18] ANIMATO (WWW.ANIMATO.CZ), Studio. Variátorové řemeny. *TargetPlus* [online]. [vid. 2021-05-17]. Dostupné z: <https://www.targetplus.cz/variatorove-remeny.html>
19. [19] ŠVESTKA, Jiří. *Převodovky s plynule měnitelným převodem* [online]. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29864
20. [20] CARBONE, G, L MANGIALARDI a G MANTRIOTA. A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2004, **39**(9), 921–942. ISSN 0094-114X. Dostupné z: doi:10.1016/j.mechmachtheory.2004.04.003
21. [21] TANAKA, Hirohisa, Nozomi TOYODA, Hisashi MACHIDA a Takashi IMANISHI. *Development of a 6 Power-Roller Half-Toroidal CVT- Mechanism and Efficiency-*. nedatováno.
22. [22] ZOU, Z., Y. ZHANG, X. ZHANG a W. TOBLER. Modeling and Simulation of Traction Drive Dynamics and Control. *Journal of Mechanical Design* [online]. 2000, **123**(4), 556–561. ISSN 1050-0472. Dostupné z: doi:10.1115/1.1402128

23. [23] *Half toroidal continuously variable transmission: Trade-off between dynamics of ratio variation and efficiency - ScienceDirect* [online]. [vid. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X16302476>
24. [24] *AutoZine Technical School* [online]. [vid. 2021-05-21]. Dostupné z: https://www.autozine.org/technical_school/gearbox/Gearbox_CVT.html
25. [25] *Extroid: Nissan's CVT Technologies* [online]. Technická. B.m.: Nissan motor co.,ltd. nedatováno. *Nissan's CVT Technologies*. Dostupné z: https://www.nissan-global.com/PDF/tcvt_e.pdf
26. [26] TOMASELLI, Michele, Francesco BOTTIGLIONE, Paolo LINO a Giuseppe CARBONE. NuVinci drive: Modeling and performance analysis. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2020, **150**, 103877. ISSN 0094-114X. Dostupné z: [doi:10.1016/j.mechmachtheory.2020.103877](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103877)
27. [27] MILLER, Donald C., David J. ALLEN a Robert A. SMITHSON. Continuously variable transmission [online]. US7011600B2. 14. březen 2006. [vid. 2021-05-17]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US7011600B2/en>
28. [28] NuVinci Technology. *Fallbrook Technologies Inc.* [online]. [vid. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology/>
29. [29] BENEDA, Michal. *Variátory a jejich využití* [online]. Plzeň, 2013. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni. Dostupné z: <https://docplayer.cz/4852910-Zapadoceska-univerzita-v-plzni-fakulta-strojni-studijni-program-b2341-strojirenstvi-studijni-obor-2341r001-konstrukce-prumyslove-techniky.html>
30. [30] *Transmission Technic Opravy automatických převodovek* [online]. [vid. 2021-05-18]. Dostupné z: <http://www.transmission-technic.cz/variator.html>
31. [31] SRINATH, Napa. Cone Type CVT with High Speed Variations. *International Journal of Automotive Technology*. 2015, **6**(7), 1141–1145. ISSN 2229-5518.
32. [32] KOCHMAN, Josef a Alfred BOLEK. *Části strojů*. 5. vyd. B.m.: Státní nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
33. [33] KIM, J. a K.-H. CHOI. SPIN LOSS ANALYSIS OF FRICTION DRIVES: SPHERICAL AND SEMI-SPHERICAL CVT. *International Journal of Automotive Technology*. 2003, **4**(4), 165–172. ISSN 1229-9138.
34. [34] BONSEN, B., T.w.g.l. KLAASSEN, R.j. PULLES, S.w.h. SIMONS, M. STEINBUCH a P.a. VEENHUIZEN. Performance optimisation of the push-belt CVT by variator slip control. *International Journal of Vehicle Design* [online]. 2005, **39**(3), 232–256. ISSN 0143-3369. Dostupné z: [doi:10.1504/IJVD.2005.008473](https://doi.org/10.1504/IJVD.2005.008473)
35. [35] MACHIDA, H. a S. AIHARA. State of the Art of the Traction Drive CVT Applied to Automobiles. *Tribology Series* [online]. 1991, **18**(C), 267–275. ISSN 0167-8922. Dostupné z: [doi:10.1016/S0167-8922\(08\)70142-1](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70142-1)

36. [36] *Definition creep coefficient (initial slope) and friction coefficient... / Download Scientific Diagram* [online]. [vid. 2021-05-21]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Definition-creep-coefficient-initial-slope-and-friction-coefficient-saturation-level_fig7_256913721
37. [37] ITAGAKI, Hirofumi, Hiroki HASHIGUCHI, Masahiro KITA a Hiroki NISHII. Development of a High-Power Two-Roller Traction Tester and Measurement of Traction Curves. *Tribology Online* [online]. 2016, **11**(6), 661–674. Dostupné z: doi:10.2474/trol.11.661
38. [38] HEWKO, Lubomyr O. *Automotive Traction Drive CVTs - An Overview* [online]. SAE Technical Paper. 861355. Warrendale, PA: SAE International. 1986 [vid. 2021-05-22]. Dostupné z: doi:10.4271/861355
39. [39] TDF (Traction Drive Fluid) | Lubricants. *Idemitsu Kosan Global* [online]. [vid. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.idemitsu.com/en/business/lube/tdf/index.html>
40. [40] MACHIDA, H., H. ITOH, T. IMANISHI a H. TANAKA. Design Principle of High Power Traction Drive CVT. *SAE Transactions*. 1995, **104**, 1365–1375. ISSN 0096-736X.
41. [41] HARTL, Martin. Kontaktní procesy (elastostatika). In: *Konstruování strojů 5KS*. Vzdělávací. Brno. 2010.
42. [42] JOHNSON, K L. One Hundred Years of Hertz Contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* [online]. 1982, **196**(1), 363–378. ISSN 0020-3483. Dostupné z: doi:10.1243/PIME_PROC_1982_196_039_02
43. [43] PROFECT.CZ. *Konstrukční ocel ČSN 14220 | T-PROM s.r.o.* [online]. [vid. 2021-05-22]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/wiki/ocel/14220>
44. [44] *Ferona online - Materiálové normy* [online]. [vid. 2021-05-22]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/materialove-normy/>

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

7.1 Příklady použitých fyzikálních veličin

a	m	poloměr kruhové kontaktní oblasti
a_e	m	velikost hlavní poloosy elipsy
b	m	šířka obdélníkové kontaktní plochy
b_e	m	velikost vedlejší poloosy elipsy
Cr	-	celkový koeficient skluzu
Cr_i	-	vstupní/výstupní koeficient skluzu
E	MPa	modul pružnosti v tahu
F_c	N	kontaktní síla
F_t	N	trakční síla
i	-	převodový poměr
l	m	polovina délky obdélníkové kontaktní plochy
M_k	N·m	krouticí moment
n	s ⁻¹	otáčky
n_p	-	počet přenosových prvků
p	Pa	kontaktní tlak
P	W	výkon
r	m	kontaktní poloměr
r_0	m	poloměr křivosti kontaktní plochy disku
R	-	regulační rozsah

s_r	-	okamžitý rychlostní poměr
s_{rID}	-	ideální rychlostní poměr
S	m^2	plocha kontaktní oblasti
t_{in}	-	bezrozměrný vstupní moment
t_{out}	-	bezrozměrný výstupní moment
v	m/s	obvodová rychlost
v_k	m/s	rychlost kapaliny
\Re	-	parametr zátěže
η	%	celková účinnost
η_{Mk}	%	účinnost přenosu momentu
η_v	%	účinnost přenosu rychlosti
μ	-	trakční koeficient
μ_V	$Pa \cdot s$	dynamická viskozita
ν	-	Poissonovo číslo
ψ	-	součinitel prokluzu
ω	rad/s	úhlová rychlost

8 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Příklady zobrazení převodů (a) převod „do pomala“; (b) převod „do rychla“ (upraveno z [3]).....	13
Obr. 2 Geometrie řemenového variátoru (upraveno z [15])	16
Obr. 3 Princip změny převodu řemenového variátoru (upraveno z [17])	17
Obr. 4 Pryžový řemen variátoru [18]	17
Obr. 5 Řemenový variátor s ocelovými články (a) základní konfigurace; (b) konstrukce řemenu (upraveno z [14]).....	18
Obr. 6 Řetězový variátor (a) základní konfigurace; (b) konstrukce řemenu (upraveno z [14])	19
Obr. 7 Geometrie (a) polo-toroidního variátoru; (b) celo-toroidního variátoru (upraveno z [23])	20
Obr. 8 Dvojitý polo-toroidní variátor (Nissan Extroid) [1]	20
Obr. 9 Princip změny převodu u polo-toroidní konstrukce (převzato z [25], upraveno [24])	21
Obr. 10 Geometrie B-CVT (upraveno z [5])	22
Obr. 11 Geometrie konstrukce NuVinci s celistvým vnitřním kroužkem (upraveno z [28])..	22
Obr. 12 Geometrie kuželového variátoru (a) s opásaným řemenem [30]; (b) s vloženým řemenem [31]	24
Obr. 13 Geometrie kuželového variátoru (a) s vloženým kolem mezi dva kužely [30]; (b) s jedním kuželem [30]	24
Obr. 14 Geometrie talířového variátoru s vloženým kolem v pozici (a) mezi osami; (b) za osami [30]	25
Obr. 15 Znázornění složky SPIN mezi talířovým a vloženým třecím kolem pro talířový variátor	27
Obr. 16 Trakční křivka pro různá zatížení [35]	27
Obr. 17 Příklad tvaru trakční křivky [36]	28
Obr. 18 Vliv teploty na trakční součinitel (upraveno z [39]).....	28
Obrázek 19 Porovnání účinnosti přenosu rychlosti (a) CT a PT konstrukce [20]; (b) PT a B-CVT [5]	31
Obrázek 20 Porovnání účinnosti přenosu momentu (a) CT a PT konstrukce [20]; (b) PT a B-CVT [5]	31
Obrázek 21 Porovnání účinnosti celkové přenosu (a) CT a PT konstrukce [20]; (b) PT a B-CVT [5]	32
Obr. 22 Typy kontaktních ploch (upraveno z [41]).....	33